

УДК 621.822

А.В. ГАЙДАМАКА, к.т.н., профессор каф. ДМ и ПМ НТУ "ХПИ"**РАСЧЕТ ВЕРОЯТНОСТИ БЕЗОТКАЗНОЙ РАБОТЫ
ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ НЕСКОРОСТНЫХ
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РОЛИКОПОДШИПНИКОВ**

Предложен метод расчета вероятности безотказной работы тяжело нагруженных нескоростных роликоподшипников с учетом сопротивления усталости сепаратора

Ключевые слова: подшипник, сепаратор, вероятность безотказной работы.

Анализ публикаций. Цилиндрические роликоподшипники, эксплуатируемые с радиальными и осевыми нагрузками, большими десятой части допустимой радиальной грузоподъемности, и частотами вращения, меньшими трети граничных, называют нескоростными тяжело нагруженными. Наиболее массовые нескоростные тяжело нагруженные цилиндрические роликоподшипники, применяемые в буксах колесных пар вагонов, имеют недостаточную надежность. Из возможных отказов их деталей контактно-усталостные повреждения по данным наблюдений, проведенных Украинской академией железнодорожного транспорта в 1998-2001 гг., составляют шестую часть от общего числа зарегистрированных дефектов [1].

Одним из основных направлений повышения ресурса подшипников при сохранении существующих габаритов является снижение контактных напряжений за счет увеличения количества тел качения [2]. Это требует изменения конструкции сепаратора и расчета надежности подшипника с учетом сопротивления усталости сепаратора. Однако указанного расчета в практике проектирования подшипников до сих пор не существует. Теоретических исследований кинематики и динамики деталей таких подшипников явно недостаточно [3, 4], а экспериментальные исследования [5-8] не в полной мере поясняют особенности функционирования сепараторов. Следовательно, возникает необходимость в разработке метода расчета вероятности безотказной работы тяжело нагруженных роликоподшипников с учетом сопротивления усталости сепаратора.

Цель исследования – разработать метод расчета вероятности безотказной работы тяжело нагруженных нескоростных роликоподшипников с учетом сопротивления усталости сепаратора.

Основной материал. Для достижения поставленной цели необходимо прежде решить задачу о расчете сепаратора на выносливость при изгибе.

С учетом установленной причины неравномерности движения роликов в зоне нагружения тяжело нагруженных нескоростных роликоподшипников и предложенного механизма передачи движения от роликов к сепаратору [4] анализируется качение ролика в средней части зоны нагружения подшипника и на выходе из нее при отсутствии проскальзывания роликов.

Качение ролика в средней части зоны нагружения подшипника описывается системой уравнений:

$$m\ddot{x}_c = F_{f_n}(\varphi) + F_{f_\theta}(\varphi) - F_{\theta_n}(\varphi)\cos\beta_n - F_{\theta_\theta}(\varphi)\cos\beta_\theta; \quad (1)$$

$$m\ddot{y}_c = mg + F_{\theta_n}(\varphi)\sin\beta_n - F_{\theta_\theta}(\varphi)\sin\beta_\theta; \quad (2)$$

$$I\ddot{\varphi}_c = [F_{fH}(\varphi) - F_{f\theta}(\varphi)] \cdot (D_w/2) - 2\kappa F_r(\varphi) - F_{\theta H}(\varphi)h_H - F_{\theta\theta}(\varphi)h_\theta; \quad (3)$$

$$(3/16)mD_w^2(\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) = [F_{fH}(\varphi) + F_{f\theta}(\varphi) - F_{\theta H}(\varphi)\cos\beta_H - F_{\theta\theta}(\varphi)\cos\beta_\theta] \cdot S; \quad (4)$$

$$F_{\theta H}(\varphi) + F_{\theta\theta}(\varphi) = F_\theta(\varphi). \quad (5)$$

Решение системы (1)-(5) имеет вид:

$$\begin{aligned} F_{fH}(\varphi) &= (3/64) \left((mD_w^2)/S \right) (\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) - (2\kappa/D_w)F_r(\varphi) + \\ &+ F_{\theta H}(\varphi)(0,5\cos\beta_H - (h_H/D_w)) + F_{\theta\theta}(\varphi)(0,5\cos\beta_\theta - (h_\theta/D_w)), \\ F_{f\theta}(\varphi) &= (3/64) \left((mD_w^2)/S \right) (\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) + (2\kappa/D_w)F_r(\varphi) + \\ &+ F_{\theta H}(\varphi)(0,5\cos\beta_H - (h_H/D_w)) + F_{\theta\theta}(\varphi)(0,5\cos\beta_\theta - (h_\theta/D_w)), \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} F_{\theta H}(\varphi) &= (F_\theta(\varphi)\sin\beta_\theta + 0,5m\omega_\theta^2(D_0 - D_w) - mg) / (\sin\beta_H + \sin\beta_\theta), \\ F_{\theta\theta}(\varphi) &= (F_\theta(\varphi)\sin\beta_\theta - 0,5m\omega_\theta^2(D_0 - D_w) + mg) / (\sin\beta_H + \sin\beta_\theta). \end{aligned} \quad (7)$$

Качение ролика на выходе из зоны нагружения до начала проскальзывания по внутреннему кольцу описывается системой уравнений:

$$m\ddot{x}_c = F_{fH}(\varphi) + F_{f\theta}(\varphi) + mg\sin\varphi - F_c(\varphi) - F_{\theta H}(\varphi)\cos\beta_H - F_{\theta\theta}(\varphi)\cos\beta_\theta + 2F_r(\varphi)\sin\alpha_i; \quad (8)$$

$$m\ddot{y}_c = mg\cos\varphi + F_{\theta H}(\varphi)\sin\beta_H - F_{\theta\theta}(\varphi)\sin\beta_\theta + f \cdot F_c(\varphi); \quad (9)$$

$$I\ddot{\varphi}_c = [F_{fH}(\varphi) - F_{f\theta}(\varphi)] \cdot \frac{D_w}{2} - 2\kappa F_r(\varphi)\cos\alpha_i - F_{\theta H}(\varphi)h_H - F_{\theta\theta}(\varphi)h_\theta - 0,5D_w f_c F_c; \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \frac{3}{16}mD_w^2(\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) &= [F_{fH}(\varphi) + F_{f\theta}(\varphi) + mg\sin\varphi - F_{\theta H}(\varphi)\cos\beta_H - \\ &- F_{\theta\theta}(\varphi)\cos\beta_\theta + 2F_r(\varphi)\sin\alpha_i]S; \end{aligned} \quad (11)$$

$$F_{\theta H}(\varphi) + F_{\theta\theta}(\varphi) = F_\theta(\varphi); \quad (12) \quad F_{f\theta}(\varphi), F_r(\varphi), F_{\theta H}(\varphi), F_{\theta\theta}(\varphi), F_c(\varphi) \leq f_c N(\varphi), \quad (13)$$

где

$$N(\varphi) = mg\cos\varphi + F_{\theta H}(\varphi)\sin\beta_H - F_{\theta\theta}(\varphi)\sin\beta_\theta + F_r(\varphi)\cos\alpha_i.$$

Решение системы (8)-(13) имеет вид:

$$\begin{aligned} F_c(\varphi) &= [mg(\cos\varphi + 0,5\sin\varphi) - (9/64) \left((mD_w^2)/S \right) (\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) - AC - \\ &- DB + S - F_r(\varphi)(2\kappa/D_w\cos\alpha_i + \cos\alpha_i - \sin\alpha_i)] / f_c(D - C + 1,5) + 0,5, \end{aligned} \quad (14)$$

где

$$\begin{aligned} A &= F_\theta(\varphi)\sin\beta_\theta - mg\cos\varphi + 0,5m\omega_\theta^2(D_0 - D_w); \\ B &= F_\theta(\varphi)\sin\beta_\theta + mg\cos\varphi - 0,5m\omega_\theta^2(D_0 - D_w); \\ C &= \frac{(h_H/D_w) + 0,5\cos\beta_H}{\sin\beta_H + \sin\beta_\theta}; \quad D = \frac{(h_H/D_w) + 0,5\cos\beta_\theta}{\sin\beta_H + \sin\beta_\theta}; \quad S = \frac{A\sin\beta_H - B\sin\beta_\theta}{\sin\beta_H + \sin\beta_\theta}. \end{aligned}$$

С учетом гипотезы о равенстве сил взаимодействия сепаратора с роликами на входе и выходе из зоны радиального нагружения подшипника при равномерном его вращении предлагается расчетная модель сепаратора (рисунок 1).

На основе расчетной модели сепаратора производится оценка его выносливости с учетом конструктивных и эксплуатационных факторов, задаваемых коэффициен-

том нагрузки. Коэффициент нагрузки включает коэффициенты динамичности ударного взаимодействия роликов с сепаратором K_V , концентрации нагружения сепаратора K_F , концентрации напряжений в сепараторе K_σ . Таким образом, проверочный расчет сепаратора на сопротивление усталости при изгибе по допускаемым напряжениям имеет вид:

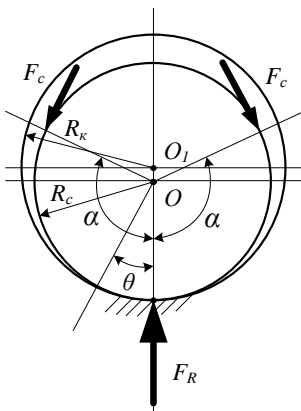


Рисунок 1 – Схема сил, действующих на сепаратор (расчетная модель сепаратора)

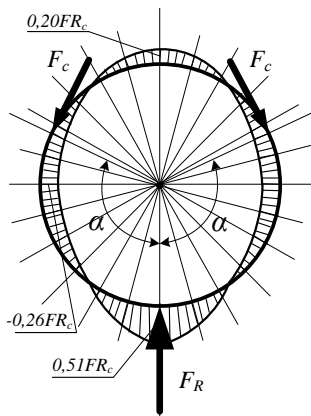


Рисунок 2 – Эпюра изменения изгибающего момента в сепараторе

$$\sigma_F = \frac{M(\theta)}{W} \cdot K_F \cdot K_V \cdot K_\sigma \leq [\sigma_F]. \quad (15)$$

Допускаемые напряжения в сепараторе от циклического изгиба определяются как

$$[\sigma_F] = \bar{\sigma}_{F0} / S_F, \quad (16)$$

где $\bar{\sigma}_{F0}$ – экспериментально определяемый предел выносливости сепаратора от средних изгибающих нагрузок; S_F – рекомендуемый коэффициент безопасности.

Величина $M(\theta)$ определяется для двух участков кольца сепаратора: при $0 \leq \theta \leq \alpha$

$$M(\theta) = -F_c R_c \sin \alpha \sin \theta - ((F_c R_c \cos \theta) / \pi) (\sin^3 \alpha + \pi \cos \alpha - \alpha \cos \alpha + \sin \alpha \cos^2 \alpha) + ((F_c R_c) / \pi) (\pi - \alpha + \sin \alpha), \quad (17)$$

при $\alpha \leq \theta \leq \pi$

$$M(\theta) = -F_c R_c \{ (\sin^2 \alpha - \cos \alpha \cos \theta + \cos^2 \alpha) + (\cos \theta / \pi) (\sin^3 \alpha + \pi \cos \alpha - \alpha \cos \alpha + \sin \alpha \cos^2 \alpha) - (1/\pi) (\pi - \alpha + \sin \alpha) \}. \quad (18)$$

Коэффициент динамичности ударного взаимодействия роликов с сепаратором определяется на основе приближенного расчета, коэффициент концентрации нагружения сепаратора при перекосе – с учетом гипотезы о прямо пропорциональной зависимости между напряжениями и контактными деформациями, концентрация напряжений в сепараторе рассчитывается методом конечных элементов.

Вероятность безотказной работы подшипника представляется произведением соответствующих вероятностей по контактно-усталостным повреждениям и усталостного разрушения сепаратора

$$P = P_L \cdot P_F. \quad (19)$$

Квантиль нормального распределения u_{pL} вероятности безотказной работы

подшипника и соответствующий запас \bar{n}_L по контактно-усталостным повреждениям от средних нагрузок определяются известными выражениями [11]:

$$u_{pL} = -\frac{\bar{n}_L - 1}{\sqrt{\bar{n}_L^2 \cdot v_c^2 + v_p^2}}, \quad \bar{n}_L = \frac{\bar{c}}{p \cdot L^{1/p}}. \quad (20)$$

Квантиль нормального распределения u_{pF} вероятности безотказной работы подшипника и соответствующий запас \bar{n}_{F0} по усталостному разрушению сепаратора от действия средних нагрузок предлагается определять как:

$$u_{pF} = -\frac{\bar{n}_F - 1}{\sqrt{\bar{n}_F^2 \cdot v_\sigma^2 + v_\Sigma^2}}, \quad \bar{n}_F = \frac{\bar{\sigma}_{F0}}{\sigma_F}, \quad (21)$$

где $\sigma_F = \frac{M}{W} \cdot K_F \cdot K_V \cdot K_\sigma$.

Коэффициенты вариации от напряжений изгиба и факторов нагружения определяются выражением

$$v_\Sigma = \sqrt{v_F^2 + v_V^2}; \quad v_F = S_F / \bar{K}_F; \quad v_V = S_V / \bar{K}_V; \quad v_\sigma = S_\sigma / \bar{\sigma}_{F0}, \quad (22)$$

где

$$S_F = (K_{F\max} - K_{F\min}) / 6; \quad \bar{K}_F = 0,5(K_{F\min} + K_{F\max}); \\ S_V = (K_{V\max} - K_{V\min}) / 6; \quad K_V = 0,5(K_{V\min} + K_{V\max}); \quad S_\sigma = (\sigma_{F0\max} - \sigma_{F0\min}) / 6. \quad (23)$$

Выводы:

1. Предложена расчетная модель сепаратора с учетом разработанных моделей кинематики и динамики деталей тяжелонагруженных цилиндрических роликоподшипников.

2. Предложена методика определения коэффициента нагрузки сепаратора роликоподшипников, включающего коэффициент динамичности ударного взаимодействия роликов с сепаратором, коэффициент концентрации нагружения сепаратора, коэффициент концентрации напряжений в сепараторе.

3. Разработан метод расчета сепаратора роликоподшипников на выносливость при изгибе с учетом конструктивных и эксплуатационных факторов

4. Разработан метод расчета вероятности безотказной работы тяжелонагруженных цилиндрических роликоподшипников с учетом сопротивления усталости сепаратора.

Список литературы: 1. Мельничук В.А., Донченко А.В., Мартынов И.Э. К вопросу повышения надежности буксовых узлов с подшипниками качения // *Залізничний транспорт України*. – 2002. – №5. – С.34-37. 2. Волков Н.Н., Родзевич Н.В. Подшипники качения колесных пар вагонов и локомотивов. – М.: Машиностроение, 1972. – 168с. 3. Андриевский В.Г. Влияние зазоров в гнездах сепараторов на работу деталей подшипника качения / В.Г. Андриевский, А.В. Гайдамака, С.М. Шнырь // *Подшипниковая промышленность*. – 1983. – №2. – С.3-9. 4. Гайдамака А.В. О причинах появления сил между телами качения и сепаратором в подшипниках / А.В. Гайдамака // *Зб. наук. праць УкрДАЗТ*. – 2003. – Вип.54. – С.111-116. 5. Волков П.Д. К вопросу исследования работы сепараторов подшипников качения, нагруженных осевыми силами / П.Д. Волков. – М.: ОНТИ. – 1957. – С.24-30. 6. Аверин Н.А. Исследование нагруженности буксовых подшипников локомотивов при эксплуатации с повышенными осевыми нагрузками: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.22.07 / Н.А. Аверин. – М., 1982. – 19с. 7. Акбаев Б.З. Некоторые итоги экспериментального исследования работы сепараторов цилиндрических роликоподшипников локомотивов / Б.З. Акбаев, Р.М. Девин // *Подшипниковая промышленность*. – 1969. – №3.

– С.10. **8. Лосев А.В.** Исследование работы сепараторов железнодорожных роликовых подшипников при высоких скоростях движения: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.22.07 / *А.В. Лосев*. – М., 1972. – 21с. **9. Шавишивили А.Д.** Исследование работоспособности подшипников качения букс вагонов, предназначенных для эксплуатации со скоростями движения до 200км/ч: автореф. дис...канд.техн.наук: 05.07.22 / *А.Д. Шавишивили*. – М., 1981. – 23с. **10. Цюренко В.Н., Петров В.А.** Надежность роликовых подшипников в буксах вагонов. – М.: Транспорт, 1982. – 96с. **11. Решецов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З.** Надежность машин. – М.: Высш. школа, 1988. – 239с.

Поступила в редколлегия 12.03.2013

УДК 621.822

Расчет вероятности безотказной работы тяжело нагруженных нескоростных цилиндрических роликоподшипников / А.В. Гайдамака // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №40(1013). – С.35-39. – Бібліогр.: 11 назв.

Запропоновано метод розрахунку ймовірності безвідказної роботи важконавантажених нешвидкісних роликопідшипників з урахуванням опору втомі сепаратора

Ключові слова: підшипник, сепаратор, ймовірність безвідказної роботи.

The method of calculation of probability of no-failure operation of hard loaded not high-speed roller bearings taking into account resistance of fatigue of a separator is offered.

Keywords: bearing, separator, probability of no-failure operation.

УДК 621.833.01

В.Л. ДОРОФЕЕВ, д.т.н., проф., главный научный сотрудник ЦИАМ им. П.И. Баранова, Москва, Россия;

В.В. ГОЛОВАНОВ, начальник отдела авиационных приводов ЦИАМ им. П.И. Баранова;

Д.В. ДОРОФЕЕВ, к.т.н., программист отдела авиационных приводов ЦИАМ им. П.И. Баранова

СИСТЕМА МОДЕЛИРОВАНИЯ "AEROFLANK" & ПРЯМОЙ СИНТЕЗ ИЗНОСОСТОЙКИХ И МАЛОШУМНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Износ профиля зубьев высокоскоростных зубчатых колес имеет место на головках и ножках зубьев. Околополюсная зона таких колес изнашивается незначительно. Показано, что использование системы прямого синтеза зубчатых передач "AEROFLANK" позволяет: 1. найти такую линию профиля, при которой зубья контактируют только через слой смазки на всем протяжении линии зацепления; 2. в несколько раз уменьшить мощность, затрачиваемую на генерацию вибраций; 3. уменьшить контактные и изгибные напряжения.

Ключевые слова: зубчатые колеса, синтез, износ.

Введение. После полной выработки заданного ресурса зубчатых передач авиационного двигателя почти на всей активной поверхности зубьев авиационных колес видны следы механической обработки. Наличие следов механической обработки свидетельствует о том, что толщина масляной пленки на этих участках превышает высоту микронеровностей. Разрушение контактной поверхности наблюдается только на ножках и головках зубьев, где имеет место вход зубьев в зацепление и выход из него (рисунок 1). На ножках ведомого колеса износ проявляется как микропиттинг, а на головках как ограниченное заедание. Анализ показывает, что причиной износа является не только повышенное скольжение эвольвентных профилей зубьев, что согласуется с теорией геометрии зубчатых передач [1], но и высокий уровень контактных давлений, связанный с малым радиусом кривизны кромки зубьев.

© В.Л. Дорофеев, В.В. Голованов, Д.В. Дорофеев, 2013